

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
28. November 2002 (28.11.2002)

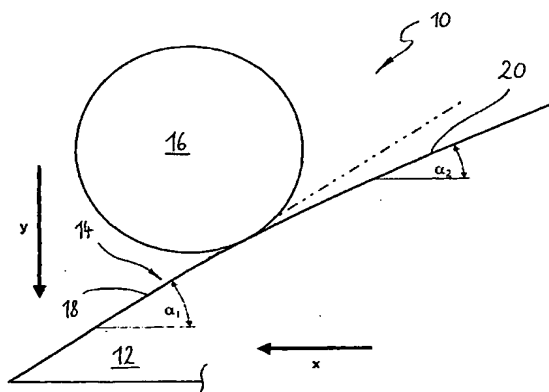
PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 02/095255 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: F16D 55/14, 101 54 178.3 5. November 2001 (05.11.2001) DE
55/46, B60T 13/74
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP02/05432
- (22) Internationales Anmeldedatum: 16. Mai 2002 (16.05.2002)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität: 101 24 754.0 21. Mai 2001 (21.05.2001) DE
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): ESTOP GMBH [DE/DE]; Birkenweg 2, 82284 Grafrath (DE).
- (71) Anmelder und
(72) Erfinder: SCHAUTT, Martin [DE/DE]; Augustenstrasse 56, 80333 München (DE).
- (72) Erfinder; und
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): PASCUCCI, Antonio [DE/DE]; Thalkrichnerstrasse 21, 80337 München (DE).
HARTMANN, Henry [DE/DE]; Wörthstrasse 23, 81667 München (DE).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: ELECTROMECHANICAL BRAKE WITH SELF-BOOSTING AND ADJUSTABLE WEDGE ANGLE

(54) Bezeichnung: ELEKTROMECHANISCHE BREMSE MIT SELBSTVERSTÄRKUNG UND VERÄNDERLICHEM KEIL-
WINKEL

(57) Abstract: The invention relates to an electromechanical brake comprising an electrical actuator producing an actuation force and acting upon at least one frictional member in order to press said member to elicit a frictional force against a rotational component of the brake that is to be stopped. A self-boosting device is arranged between the frictional member and the electrical actuator, said device serving to self-boost the actuation force produced by the electrical actuator and comprising at least one wedge (12), which has a wedge surface (14) arranged at an edge angle α and is supported on a corresponding counter bearing (16). When the brake is actuated, the electrical actuator displaces the wedge (12) relative to the counter bearing (16) in a direction of actuation (x) in order to press the frictional member against the component of the brake to be stopped. In order to achieve a high degree of self-boosting and short actuation paths, the wedge angle α is constant in a first segment (18) of the wedge surface (14), which is active at the beginning of brake actuation, and smaller than the first segment (18) in a second segment (20) adjacent to the first segment (18).

(57) Zusammenfassung: Eine elektromechanische Bremse hat einen elektrischen Aktuator, der eine Betätigungskraft erzeugt und auf zumindest ein Reibglied wirkt, um dieses zum Hervorrufen einer Reibkraft gegen ein drehbares, abzubremsendes Bauteil der Bremse zu drücken. Zwischen dem Reibglied und dem elektrischen Aktuator ist eine Selbstverstärkungseinrichtung angeordnet, die

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 02/095255 A1

WO 02/095255 A1

(74) **Anwalt:** BEYER, Andreas; WUESTHOFF & WUESTHOFF, Schweigerstrasse 2, 81541 München (DE).

eurasisches Patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), OAPI-Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(81) **Bestimmungsstaaten (national):** AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

(84) **Bestimmungsstaaten (regional):** ARIPO-Patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW),

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

zur Selbstverstärkung der vom elektrischen Aktuator erzeugten Betätigungskraft führt und die wenigstens einen Keil (12) umfaßt, der eine unter einem Keilwinkel α angeordnete Keilfläche (14) aufweist, die sich an einem zugehörigen Widerlager (16) abstützt. Beim Betätigen der Bremse verschiebt der elektrische Aktuator den Keil (12) relativ zum Widerlager (16) in einer Betätigungsrichtung (x), um das Reibglied gegen das abzubremsende Bauteil der Bremse zu drücken. Um einen hohen Selbstverstärkungsgrad und kurze Betätigungswege zu erreichen, ist der Keilwinkel α auf einem ersten Abschnitt (18) der Keilfläche (14), welcher zu Beginn der Bremsbetätigung wirksam ist, konstant und auf einem sich an den ersten Abschnitt (18) anschließenden zweiten Abschnitt (20) kleiner als auf dem ersten Abschnitt (18).

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

ELEKTROMECHANISCHE BREMSE MIT SELBSTVERSTÄRKUNG UND VERÄNDERLICHEM KEILWINKEL

Elektromechanische Bremse mit Selbstverstärkung und veränderlichem Keilwinkel

5 Die Erfindung betrifft selbstverstärkende elektromechanische Scheibenbremsen, insbesondere für Kraftfahrzeuge. Bei solchen Scheibenbremsen bringt ein elektrischer Aktuator eine Betätigungskraft auf, die die Reibbeläge der Bremse an die sich drehende Bremsscheibe anlegt. Eine Selbstverstärkungseinrichtung in Gestalt einer Keilanordnung nutzt die in der sich drehenden Bremsscheibe enthaltene kinetische
10 Energie zum weiteren Zustellen der Reibbeläge, d.h. die Reibbeläge werden mit einer gegenüber der Aktuatorkraft deutlich erhöhten Kraft, die nicht von dem elektrischen Aktuator aufgebracht wird, gegen die Bremsscheibe gepresst. Das Grundprinzip einer solchen Bremse ist aus dem deutschen Patent 198 19 564 bekannt.

15 Bei bisher bekannten elektromechanischen Bremsen, die als Selbstverstärkungseinrichtung eine Keilanordnung verwenden, ist der Keilwinkel konstant, d.h. die Keilfläche(n) der Keilanordnung weisen längs ihrer Erstreckung ein und denselben Keilwinkel auf. Weil der Reibkoeffizient μ während des Betriebes der Bremse nicht konstant bleibt, sondern beispielsweise in Abhängigkeit der Temperatur stark
20 schwankt, wird der Keilwinkel α in der Praxis entweder so gewählt, dass unter Berücksichtigung aller im Betrieb der Bremse auftretenden Reibwertschwankungen die Betätigungskraft des Aktuators stets ein positives Vorzeichen hat (Druckkeilprinzip), oder der Keilwinkel α wird so gewählt, dass unter Berücksichtigung aller möglichen Reibwertschwankungen die Betätigungskraft des Aktuators stets ein negatives
25 Vorzeichen hat (Zugkeilprinzip).

Idealerweise würde man den Keilwinkel α so wählen wollen, dass für den optimalen Reibkoeffizient die Bedingung $\mu_{\text{opt.}} = \tan \alpha$ erfüllt ist, denn dann ist - nach der Einleitung eines Bremsvorganges durch den Aktuator - die Betätigungskraft, die der
30 Aktuator zur Erzielung des gewünschten Brems- bzw. Reibmomentes aufbringen muss, gleich Null. Selbst bei einem solchermaßen "ideal" gewählten Keilwinkel α können aber im realen Betrieb der Bremse hohe Betätigungskräfte erforderlich werden, da wie bereits erwähnt der Reibkoeffizient stark schwankt. Ein anderes Kriterium, das es bei der Auslegung der Keilanordnung zu berücksichtigen gilt, ist der
35 Verschiebeweg des Keils, der zum Anpressen der Reibbeläge an z.B. die Bremsscheibe und zum Erreichen der gewünschten Reibkraft erforderlich ist. Dieser Verschiebeweg sollte möglichst kurz sein, um den Aufbau der Bremse kompakt halten zu

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 2 -

können. Diese Forderung lässt sich nur mit einem relativ großen Keilwinkel erfüllen, während für das zuvor genannte Ziel einer hohen Selbstverstärkung ein relativ kleiner, d.h. flacher Keilwinkel erforderlich wäre.

5 Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine elektromechanische Bremse, die als Selbstverstärkungseinrichtung eine Keilanordnung benutzt, unter Beibehaltung eines möglichst kompakten Aufbaus so zu verbessern, dass auch bei im Betrieb auftretenden extremen Werten für den Reibkoeffizient nur eine geringe Betätigungskraft des Aktuators zur Erzielung höchster Reibkräfte benötigt wird.

10

Diese Aufgabe ist erfindungsgemäß mit einer elektromechanischen Bremse gelöst, die die im Patentanspruch 1 angegebenen Merkmale aufweist. Erfindungsgemäß ist demnach die Keilfläche des Keils der Keilanordnung, deren wesentliche Bauteile der Keil und ein Widerlager sind, so gestaltet, dass der Keilwinkel α auf einem ersten
15 Abschnitt der Keilfläche, der zu Beginn einer Bremsbetätigung wirksam ist, konstant ist, und auf einem sich an den ersten Abschnitt anschließenden zweiten Abschnitt kleiner ist als auf dem ersten Abschnitt. Eine solche Ausgestaltung erfüllt zum einen die Forderung nach einem kurzen Betätigungsweg des Keiles (mit Betätigungsweg ist hier der Verschiebeweg des Keiles gemeint, der notwendig ist, um einen Reibbelag in
20 Kontakt mit dem abzubremsenden Bauteil der Bremse zu bringen und mit einer gewünschten Kraft an dieses Bauteil anzupressen) und zum anderen die Forderung nach einer hohen Selbstverstärkung dann, wenn diese wirklich gebraucht wird, nämlich bei hohen und höchsten geforderten Reibkräften und schlechtem Reibkoeffizient.

25

Der zweite Abschnitt der Keilfläche, der unter einem kleineren (d.h. flacheren) Keilwinkel als der erste Abschnitt angeordnet ist, kann längs seiner Erstreckung ebenfalls einen konstanten Keilwinkel aufweisen. Der zweite Abschnitt kann jedoch auch aus mehreren Unterabschnitten bestehen, die jeweils einen konstanten Keilwin-
30 kel aufweisen, wobei der Keilwinkel von Unterabschnitt zu Unterabschnitt kleiner, d.h. flacher wird.

Vorzugsweise ist der Übergang zwischen dem ersten Abschnitt und dem zweiten Abschnitt der Keilfläche so geformt, dass er eine Stetigkeit zweiter Ordnung aufweist, was mathematisch bedeutet, dass an der Übergangsstelle eine Stetigkeit in der
35 ersten Ableitung besteht. Sofern vorhanden, sind auch die Übergänge zwischen einzelnen Unterabschnitten des zweiten Abschnitts der Keilfläche so gestaltet, dass

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 3 -

sie eine Stetigkeit zweiter Ordnung besitzen. Auf diese Weise treten beim Überfahren der Übergänge keine sprunghaften Änderungen des Selbstverstärkungsgrades und keine sich daraus ergebenden Reibkraftschwankungen auf, was die Regelbarkeit der Bremse verbessert.

5

Gemäß einer anderen Ausführungsform der erfindungsgemäßen Bremse verkleinert sich der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes der Keilfläche kontinuierlich (degressiver Keilwinkel). Um einen einwandfreien Übergang zwischen dem ersten Abschnitt und dem zweiten Abschnitt der Keilfläche zu erhalten, hat der zweite Abschnitt der Keilfläche an der Übergangsstelle einen mit dem ersten Abschnitt identischen Keilwinkel α .

10

Bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Bremse ist der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes der Keilfläche so gewählt, dass sich bei gleichbleibender Aktuatorkraft, also bei gleichbleibender Betätigungskraft, die auf das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung erhöht. Der Vollständigkeit halber muss hier erwähnt werden, dass diese Betrachtung nur für einen idealisierten, reibungsfreien Zustand gilt. In der Praxis ist bei einer Verschiebung des Keils zunächst eine Losbrechkraft zu überwinden, was eine gewisse kurzzeitige Krafterhöhung voraussetzt. In dem nach einer (weiteren) Verschiebung erreichten neuen stationären Zustand gilt dann aber wieder die Aussage, dass trotz der in der neuen Stellung des Keils erzielten, höheren Anpresskraft keine höhere Aktuatorkraft aufgewandt werden muss.

15

20

Bei einem besonders bevorzugten Ausführungsbeispiel ist der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes so gewählt, dass bei einer Erhöhung der Anpresskraft durch weitere Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung auch bei $\mu = \mu_{\min}$ die erforderliche Aktuatorkraft nicht zunimmt. Eine solche Auslegung stellt sicher, dass eine vorgegebene Aktuatorkraft, beispielsweise die maximal vom Aktuator erzeugbare Betätigungskraft, unter allen Umständen dazu ausreicht, bei einem Bremsvorgang, falls gefordert, die höchstmögliche Reibkraft zu erzielen.

25

30

Gemäß einer anderen Ausführungsform ist der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes der Keilfläche so gewählt, dass sich bei abnehmender Aktuatorkraft die auf das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung erhöht. Eine solche Auslegung gestattet es, hohe und höchste

35

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 4 -

Reibkräfte mit relativ geringer Aktuatorkraft zu erzielen, so dass der Aktuator relativ leistungsschwach und damit klein sein kann.

Im folgenden werden einige Überlegungen erläutert und mit den beigefügten Figuren illustriert, die zur Ermittlung eines optimalen Keilwinkelverlaufes einer erfindungsgemäßen Bremse hilfreich sind. In den Figuren zeigt

Fig. 1 schematisch eine Keilanordnung, wie sie in einer erfindungsgemäßen Bremse Verwendung finden kann,

Fig. 2 Graphen, die einen erfindungsgemäßen Keilwinkelverlauf verdeutlichen,

Fig. 3 ein Diagramm, in dem die Aktuatorkraft F_A über der Reibkraft F_R für verschiedene Reibkoeffizienten μ aufgetragen ist, und

Fig. 4 ein weiteres Diagramm, in dem die Aktuatorkraft F_A über der Reibkraft F_R aufgetragen ist und in dem ein Vergleich des Kraftverlaufs einer Keilanordnung mit degressivem Keilwinkel α und einer Keilanordnung mit konstantem Keilwinkel α für eine Bremsung bei minimalem Reibkoeffizienten μ_{\min} wiedergegeben ist.

In Fig. 1 ist sehr schematisch und nur zum Teil eine Keilanordnung dargestellt, wie sie in einer Bremse gemäß der vorliegenden Erfindung Verwendung finden kann. Die Keilanordnung umfasst als wichtigste Bauteile einen Keil 12 mit einer unter einem Keilwinkel α angeordneten Keilfläche 14. Der Keil 12 kann von einem hier nicht dargestellten elektrischen Aktuator längs einer Betätigungsrichtung x verschoben werden, um einen ebenfalls nicht dargestellten Reibbelag der elektromechanischen Bremse in einer Richtung y zu einem abzubremsenden Bauteil der Bremse hin zu bewegen. Das abzubremsende Bauteil der Bremse ist bei einer Scheibenbremse die sich drehende Bremsscheibe. Bei einer Verschiebung des Keils 12 in Betätigungsrichtung x stützt sich die Keilfläche 14 des Keils 12 an einem bezüglich des Keils ortsfesten Widerlager 16 ab. Damit die Keilanordnung einerseits einen hohen Selbstverstärkungsgrad aufweist und andererseits kurze Betätigungswege ermöglicht, ist die Keilfläche 14 in einen ersten Abschnitt 18 und einen sich daran anschließenden zweiten Abschnitt 20 unterteilt. Der erste Abschnitt 18 ist zu Beginn einer Bremsbetätigung wirksam und weist über seine gesamte Erstreckung einen konstanten Keilwinkel α_1 auf. Der zweite Abschnitt 20 der Keilfläche 14 hat einen degressiven

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 5 -

Keilwinkelverlauf, d.h. der Keilwinkel α_2 des zweiten Abschnitts 20 verringert sich im Vergleich zum Keilwinkel α_1 des ersten Abschnitts 18 kontinuierlich. Die strichpunkt-
 tierte Linie in Fig. 1 stellt die Fortführung des konstanten Keilwinkels α_1 dar, so dass
 die zunehmende Abweichung des Keilwinkels α_2 vom Keilwinkel α_1 gut erkennbar ist.

5 Grundsätzlich gilt, dass das maximal geforderte Reib- bzw. Bremsmoment, auch als
 Nennreibmoment bezeichnet, und die dafür bei minimalem Reibkoeffizient notwendi-
 ge Normalkraft bei einer gegebenen Bremse aufgrund ihrer Auslegung feststeht. Mit
 dem Begriff "Normalkraft" ist hier die in einer Richtung normal zum abzubremsenden
 10 Bauteil der Bremse wirkende Kraft gemeint, die das Reibglied an das abzubremsende
 Bauteil presst.

Bei den folgenden Überlegungen wird vorausgesetzt, dass die Bremse durch eine
 Regelung daran gehindert ist das Nennreibmoment zu überschreiten. Für die Leis-
 15 tung der Bremse ist eine solche Reibmomentbegrenzung kein Nachteil, denn das
 Nennreibmoment wird man z.B. bei einer Fahrzeugbremse ohnehin so wählen, dass
 das abzubremsende Fahrzeugrad mit dem Nennreibmoment selbst bei optimaler
 Reifenhaftung noch zum Blockieren gebracht werden kann. Ähnlich wird man z.B. bei
 20 einer Wellenbremse das Nennreibmoment so wählen, dass die Welle beim Abbrems-
 sen nicht abschert. Ein über das durch intelligente Auslegung gewählte Nennreib-
 moment hinausgehendes Reibmoment würde demnach keinen Nutzen bringen oder
 sogar Schaden anrichten können.

Aus dem maximal geforderten Reibmoment ergibt sich die geforderte maximale
 25 Reibkraft, zu deren Erzeugung eine Normalkraft aufzubringen ist, deren Größe vom
 jeweils vorherrschenden Reibkoeffizienten abhängt. Die zur Erreichung der maximal
 geforderten Reibkraft maximal aufzubringende Normalkraft ist demnach eine Funkti-
 on des Reibkoeffizienten μ gemäß der Beziehung

$$30 \quad F_{N,\max} = f(\mu) \mid F_{R,\max} = \frac{F_{R,\max}}{\mu} \quad (1)$$

mit $F_{N,\max} =$ maximal notwendige Normalkraft (zur Erzielung der maximal
 geforderten Reibkraft)

$F_{R,\max} =$ maximal geforderte Reibkraft

35 $\mu =$ Reibkoeffizient

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 6 -

Aus der vorstehenden Beziehung ergibt sich, dass die höchste Normalkraft dann benötigt wird, wenn der Reibkoeffizient minimal ist, d.h. wenn $\mu = \mu_{\min}$ gilt.

Unter der Annahme, dass die betrachtete Bremse eine Scheibenbremse mit einem die
5 Bremsscheibe übergreifenden Bremssattel ist, weitet sich der Bremssattel beim
Bremsvorgang proportional zur Normalkraft auf. Der Verschiebeweg des Keils 12 in
Drehrichtung der abzubremsenden Bremsscheibe ist ebenfalls proportional zur
Aufweitung des Bremssattels. Unter Berücksichtigung der obengenannten Beziehung
und einer durch die Auslegung der Bremse begrenzten maximal auftretenden Nor-
10 malkraft können dann folgende Feststellungen getroffen werden:

- Die sich bei maximaler Bremskraft ergebende Stellung des Keils 12 in Drehrichtung
der abzubremsenden Bremsscheibe ist proportional zum vorherrschenden Reibko-
effizienten μ .
15
- Die am weitesten in Betätigungsrichtung x verschobene Stellung des Keils wird nur
dann erreicht, wenn der Reibkoeffizient μ seinen minimalen Wert annimmt.
- Die Betätigungskraft des Aktuators erreicht bei minimalem Reibkoeffizienten ihren
20 Maximalwert in Druckrichtung.

Für den Fall maximaler Bremskraftanforderung bei gleichzeitig minimalem Reibkoeffi-
zienten ist eine Verringerung des Keilwinkels α hinsichtlich solcher Bereiche der
Keilfläche 14 zulässig, die dann, d.h. bei einer entsprechend großen Verschiebung
25 des Keils in Betätigungsrichtung x, wirksam sind, denn solche großen Keilverschie-
bungen werden in keinem anderen Betriebszustand erreicht.

Gesucht ist nun ein optimaler Keilwinkelverlauf in Abhängigkeit von der Normalkraft.
Der optimale Keilwinkelverlauf soll eine gleichmäßige Zug- und Druckverteilung der
30 zur Verfügung stehenden Aktuatorkraft über den gesamten Betriebsbereich der
Bremse gewährleisten und sicherstellen, dass die Bremse insbesondere im Zugkeilbe-
trieb nicht blockiert, wozu es kommen kann, wenn der Reibkoeffizient sehr viel
größer als der Tangens des Keilwinkels α ist und der Aktuator nicht mehr genügend
Zugkraft aufbringen kann, um eine weitere Verschiebung des Keiles 12 in Betäti-
35 gungsrichtung zu unterbinden. Darüber hinaus muss die Betätigungskraft des
Aktuators groß genug sein, um die Bremse unter allen Betriebsbedingungen wieder
lösen zu können.

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 7 -

Aus den obenstehenden Überlegungen ergibt sich, dass es nur bei sehr kleinem Reibkoeffizienten zu sehr großen Keilverschiebungen kommt. Im Bereich kleiner Keilverschiebungen tritt die volle Schwankungsbreite des Reibkoeffizienten auf, weshalb in dem ersten Abschnitt 18 der Keifläche 14 der Keilwinkel α konstant gewählt werden muß. Das Ende des ersten Abschnitts 18 der Keifläche 14 ist definiert durch den Wert der Normalkraft, bei dem unter der Annahme eines maximalen Reibkoeffizienten die zum maximalen Bremsmoment gehörige maximale Reibkraft erreicht wird. Der gesuchte Wert der Normalkraft ergibt sich also für eine Schwimmsattelscheibenbremse aus der Beziehung

$$F_{N,1,max} = \frac{F_{R,max}}{2\mu_{max}} \quad (2)$$

mit $F_{N,1,max}$ = maximale Normalkraft im ersten Abschnitt der Keifläche
 $F_{R,max}$ = maximale Reibkraft
 μ_{max} = maximaler Reibkoeffizient

Aufgrund der zuvor ausgeführten Überlegungen existiert für die Normalkraft $F_{N,1,max}$ eine eindeutig definierte Keilstellung und somit ein zugehöriger Betätigungsweg X_1 , d.h. der erste Abschnitt 18 der Keifläche 14, über den der Keilwinkel α konstant ist, beginnt bei einer Keilverschiebung Null und endet an einer Stelle, die der Keilverschiebung X_1 entspricht.

Für Keilverschiebungen im Bereich $0 < x < X_1$, d.h. für den ersten Keilabschnitt, wird jetzt der optimale Keilwinkel α gesucht, bei dem unter Berücksichtigung eines zusätzlichen Sicherheitsfaktors Z für den Zugkeilbetrieb die Aktuatorkräfte für den Fall des maximalen Reibkoeffizienten (bei Zugkeilbetrieb) und den Fall des minimalen Reibkoeffizienten (bei Druckkeilbetrieb) gegengleich sind. Es soll also gelten:

$$F_{A,1,Druck,max} = - \frac{F_{A,1,Zug,max}}{Z_{Zugkeil}} \quad (3)$$

mit $F_{A,1,Druck,max}$ = maximal vom Aktuator aufzubringende Druckkraft
 $F_{A,1,Zug,max}$ = maximal vom Aktuator aufzubringende Zugkraft
 Z = Sicherheitsfaktor für Zugkeilbetrieb

Für die Aktuatorkraft F_A gilt grundsätzlich

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 8 -

$$F_A = (\tan \alpha - \mu) F_N, \quad (4)$$

so dass die vorstehende Gleichung (3) umgeschrieben werden kann zu

$$(\tan \alpha - \mu_{\min}) F_N \cdot Z_{\text{Zugkeil}} = -(\tan \alpha - \mu_{\max}) F_N \quad (5)$$

woraus sich der optimale Keilwinkel α_1 für den ersten Abschnitt ergibt zu

$$\tan \alpha_1 = \frac{\mu_{\max} + Z \cdot \mu_{\min}}{1 + Z} \quad (6)$$

Bei maximalem Reibkoeffizient μ_{\max} tritt bei einer Keilverschiebung X_1 die geforderte maximale Reibkraft $F_{R,\max}$ auf, bei minimalem Reibkoeffizienten μ_{\min} resultiert aus dieser Keilstellung jedoch eine wesentlich geringere Bremskraft gemäß der Beziehung

$$F_{R,1,\mu_{\min}} = \frac{\mu_{\min}}{\mu_{\max}} \cdot F_{R,\max} \quad (7)$$

Die dafür erforderliche Aktuatorkraft ergibt sich aus der Beziehung

$$F_{A,1,\text{Druck},\max} = \frac{\tan \alpha_1 - \mu_{\min}}{\mu_{\min}} \cdot \frac{F_{R,1,\mu_{\min}}}{2} \quad (8)$$

welche sich unter Verwendung der Beziehungen (3) und (6) umschreiben lässt zu

$$F_{A,1,\text{Druck},\max} = \frac{\mu_{\max} - \mu_{\min}}{(Z + 1) \cdot \mu_{\max}} \cdot \frac{F_{R,\max}}{2} \quad (9)$$

Der erste Abschnitt 18 der Keilfläche 14 ist damit hinsichtlich aller wesentlichen Auslegungsgrößen eindeutig bestimmt.

Der zweite Abschnitt 20 der Keilfläche 14 weist allgemein einen kleineren, d.h. flacheren Keilwinkel als der erste Abschnitt 18 auf. Bei der Wahl des Keilwinkels α für den zweiten Abschnitt 20 der Keilfläche 14 ist zu beachten, dass ein großer Keilwinkel den Betätigungsweg verkleinert, was sich günstig auf das Bauvolumen der Bremse und die Dynamik der Stellvorgänge auswirkt. Ferner soll der gewählte Keilwinkelver-

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 9 -

lauf zu einer geringstmöglichen Änderung des Keilwinkels führen, damit sich der Selbstverstärkungsfaktor in Abhängigkeit der Keilverschiebung möglichst wenig ändert, was vorteilhaft ist für eine stabile und damit störungsfreie Regelung.

5 Einen sehr vorteilhaften Keilwinkelverlauf für den zweiten Abschnitt 20 der Keiffläche 14 erhält man, wenn sich der Keilwinkel α entlang dem zweiten Abschnitt nur so weit verringert, dass die in der Gleichung (9) für den ersten Abschnitt 18 der Keiffläche 14 definierte maximale Aktuatorkraft $F_{A,1,Druck,max}$ dazu ausreicht, um den Keil unter allen Betriebsbedingungen, insbesondere bei $\mu = \mu_{min}$, zu verschieben.

10 Zur Ermittlung dieses vorteilhaften Keilwinkelverlaufes für den zweiten Abschnitt 20 der Keiffläche 14 wird deshalb der Fall $\mu = \mu_{min}$ betrachtet, um auch für diesen Extremfall die maximal geforderte Reibkraft aufbringen zu können, und hinsichtlich der Aktuatorkraft F_A die Randbedingung

$$15 \quad F_A = F_A(\mu = \mu_{min}; \alpha_x = f(F_{N,x})) = F_{A,1,Druck,max} = \text{konst.} \quad (10)$$

festgelegt. Mit dieser Randbedingung ist sichergestellt, dass die Aktuatorkraft den Wert, der als Maximalwert für den ersten Abschnitt 18 der Keiffläche 14 ermittelt worden ist, nicht überschreitet. Anders ausgedrückt bedeutet die Randbedingung
20 (10), dass für jede Position $x > X_1$ die Aktuatorkraft F_A für $\mu = \mu_{min}$ ihren Maximalwert annimmt. Für Betriebsbedingungen, in denen $\mu > \mu_{min}$ ist, wird die Aktuatorkraft F_A kleiner und kann sogar negativ werden (Zugkeilbetrieb). Ersetzt man in der Gleichung (10) die Aktuatorkraft F_A gemäß der Beziehung (4) und
25 setzt für die Normalkraft F_N die Beziehung (2) ein, ergibt sich für den gesuchten Verlauf des $\tan \alpha_{2,x}$

$$(\tan \alpha_1 - \mu_{min})F_{N,1,max} = -(\tan \alpha_{2,x} - \mu_{min})F_{N,x} \quad (11)$$

30 welche sich umformen lässt zu

$$\tan \alpha_{2,x} = \mu_{min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{min}) \frac{F_{N,1,max}}{F_{N,x}} \quad (12)$$

und weiter zu

$$35 \quad \tan \alpha_{2,x} = \mu_{min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{min}) \frac{F_{R,max}}{2 \cdot \mu_{max}} \cdot \frac{1}{F_{N,x}} \quad (13)$$

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 10 -

was eine Differentialgleichung für den Keilverlauf darstellt.

In den Figuren 2 bis 4 werden die Auswirkungen eines in Übereinstimmung mit der vorliegenden Erfindung gestalteten Keilwinkelverlaufes anhand von Diagrammen verdeutlicht. Die in den Diagrammen enthaltenen Graphen wurden unter Zugrundelegung repräsentativer Werte berechnet, nämlich für $\mu_{\min} = 0,2$, $\mu_{\max} = 0,6$, $Z = 0,8$, einer angenommenen maximal geforderten Reibkraft $F_{R,\max} = 14 \text{ kN}$, und einem angenommenen maximalen Zuspannweg y_{\max} von 3,1 mm.

In Fig. 2 zeigt die durchgezogene Linie die Keilkontur, die sich aus einer einfachen numerischen Integration der Differentialgleichung (13) ergibt. Zum Vergleich führt die gepunktete Linie den konstanten, für den ersten Keilabschnitt errechneten Keilwinkel von $22,9^\circ$ weiter, während die gestrichelte Linie einen konstanten Keilwinkel von $17,6^\circ$ wiedergibt, der sich ergeben würde, wenn eine die Bedingung (3) erfüllende Kontur mit durchgehend konstantem Keilwinkel für beide Keilabschnitte verwendet würde. Die strichpunktierte Linie, für die die rechte Ordinate der Fig. 2 gilt, gibt den Verlauf des Keilwinkels α als Funktion der Keilverschiebung an.

Führt man mit

$$\mu_x = \frac{F_{R,\max}}{2 \cdot F_{N,x}} \quad (14)$$

eine Hilfsgröße μ_x ein, die dem maximalen Reibkoeffizient entspricht, der mit einer bestimmten Keilstellung korrespondiert, stellt sich die Gleichung (13) etwas anschaulicher als

$$\tan \alpha_x = \mu_{\min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{\min}) \frac{F_{R,\max}}{2 \cdot \mu_{\max}} \cdot \frac{2 \cdot \mu_x}{F_{R,\max}} \quad (15)$$

und umgeformt als

$$\tan \alpha_x = \mu_{\min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{\min}) \frac{\mu_x}{\mu_{\max}} \quad (16)$$

dar. Damit ist auch der zweite Abschnitt 20 der Keilfläche 14 hinsichtlich des Keilwinkelverlaufes eindeutig beschrieben.

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 11 -

Fig. 3 zeigt, dass mit der gewählten Auslegung unabhängig vom vorherrschenden Reibkoeffizient μ eine maximale Aktuatorkraft F_A von 2,6 kN in Druckrichtung (bei $\mu = \mu_{\min}$, vergleiche den durchgezogenen Linienvorlauf) und 2,1 kN in Zugrichtung (bei $\mu = 0,6$, vergleiche den gestrichelten Linienvorlauf) zur Erreichung der maximal geforderten Reibkraft $F_{R,\max} = 14$ kN nicht überschritten wird. Die punktierte Linie gibt den Verlauf der Aktuatorkraft für einen mittleren Reibkoeffizienten $\mu = 0,35$ an. Man erkennt, dass bei einem solchen mittleren Reibkoeffizienten für zunehmende Reibkräfte die Aktuatorkraft bis zum Ende des ersten Abschnittes 18 der Keilfläche 14 ansteigt, um dann im zweiten Abschnitt 20 für weiter zunehmende Reibkräfte wieder zu fallen, wobei es im Bereich sehr hoher Reibkräfte sogar zu einem Vorzeichenwechsel der Aktuatorkraft kommt, d.h. der Keil 12 arbeitet in diesen Bereichen nicht mehr als Druckkeil, sondern als Zugkeil.

Vergleicht man die hier angenommene maximale Aktuatorkraft $F_A = 2,6$ kN und die mit dieser Aktuatorkraft erzielte maximale Reibkraft $F_{R,\max} = 14$ kN mit einer Aktuatorkraft, wie sie bei herkömmlichem konstantem Keilwinkel α über die gesamte Keilfläche erforderlich wäre, um dieselbe Reibkraft $F_{R,\max} = 14$ kN zu erreichen, ergibt sich für den degressiven Keilwinkelverlauf eine zusätzliche Kraftverstärkung gemäß der Beziehung

$$C_{\text{adegr}}^* = \frac{F_{A \text{ max, aconst}}}{F_{A \text{ max, adegr}}} = \frac{\frac{\mu_{\max} - \mu_{\min}}{Z \cdot \mu_{\max} + \mu_{\min}} \cdot \frac{F_{R \text{ max}}}{2}}{\frac{\mu_{\max} - \mu_{\min}}{(Z + 1) \cdot \mu_{\max}} \cdot \frac{F_{R \text{ max}}}{2}} = \frac{Z \cdot \mu_{\max} + \mu_{\min}}{Z \cdot \mu_{\max} + \mu_{\min}} \quad (17)$$

Für die weiter oben angenommenen repräsentativen Werte ergibt sich für einen degressiven Keilwinkelverlauf im Vergleich zu einem konstanten Keilwinkel ein Kraftverstärkungswert C^* von 1,6. Der genannte Zusammenhang ist in Fig. 4 graphisch wiedergegeben, wo die Aktuatorkraft F_A über der Reibkraft F_R aufgetragen ist. Die durchgezogene Linie gibt den Zusammenhang für einen degressiven Keilwinkelverlauf wieder, während die gestrichelte Linie einem konstanten Keilwinkel α entspricht, jeweils für eine Bremsung bei minimalem Reibkoeffizienten. Man sieht, dass bei konstantem Keilwinkel α zur Erreichung der maximalen Reibkraft $F_{R,\max}$ eine Aktuatorkraft F_A von etwa 4,1 kN erforderlich wäre.

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 12 -

Aus konstruktiver Sicht ist der degressive Keilwinkelverlauf deshalb sehr vorteilhaft, denn er erlaubt es, den Aktuator ohne Beeinträchtigung der Bremsleistung leistungsschwächer und damit kleiner, leichter und kostengünstiger auszulegen.

- 5 Ein Blick auf Fig. 2 zeigt auch, dass zur Erzielung eines gewünschten Zuspannweges y mit dem degressiven Keilwinkelverlauf kürzere Keilverschiebungswege X ausreichen, als sie erforderlich wären, wenn eine die Bedingung (3) erfüllende Kontur mit durchgehend konstantem Keilwinkel verwendet würde.

10

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 13 -

Patentansprüche

- 5 1. Elektromechanische Bremse, insbesondere für Fahrzeuge, mit einem elektrischen Aktuator, der eine Betätigungskraft erzeugt und auf zumindest ein Reibglied wirkt, um dieses zum Hervorrufen einer Reibkraft gegen ein drehbares, abzubremsendes Bauteil der Bremse zu drücken, und einer zwischen dem Reibglied und dem elektrischen Aktuator angeordneten Selbstverstärkungseinrichtung, die zur Selbstverstärkung der vom elektrischen Aktuator erzeugten Betätigungskraft führt und wenigstens einen Keil (12) mit einer unter einem Keilwinkel α angeordneten Keilfläche (14) aufweist, die sich an einem zugehörigen Widerlager (16) abstützt, wobei
- 10 - der elektrische Aktuator den Keil (12) relativ zum Widerlager (16) in einer Betätigungsrichtung (x) verschiebt, um die Bremse zu betätigen, und
- 15 - der Keilwinkel α auf einem ersten Abschnitt (18) der Keilfläche (14), der zu Beginn der Bremsbetätigung wirksam ist, konstant ist, und auf einem sich an den ersten Abschnitt (18) anschließenden zweiten Abschnitt (20) kleiner ist als auf dem ersten Abschnitt (18).
- 20 2. Bremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Keilwinkel α auf dem zweiten Abschnitt (20) zumindest bereichsweise konstant ist.
3. Bremse nach Anspruch 2,
- 25 dadurch gekennzeichnet, dass der Übergang zwischen dem ersten Abschnitt (18) und dem zweiten Abschnitt (20) und zwischen Bereichen des zweiten Abschnitts (20) eine Stetigkeit zweiter Ordnung aufweist.
4. Bremse nach Anspruch 1,
- 30 dadurch gekennzeichnet, dass der Keilwinkel α sich längs des zweiten Abschnittes (20) kontinuierlich verkleinert, beginnend mit dem Wert, den der Keilwinkel α auf dem ersten Abschnitt (18) der Keilfläche (14) hat.
5. Bremse nach Anspruch 1,
- 35 dadurch gekennzeichnet, dass der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes (20) so gewählt ist, dass sich bei gleichbleibender Aktuatorkraft die auf das Reibglied wir-

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

- 14 -

kende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils (12) in Betätigungsrichtung (x) erhöht.

6. Bremse nach Anspruch 5,
dadurch gekennzeichnet, dass der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes (20) so gewählt ist, dass sich bei gleichbleibender Aktuatorkraft und minimalem Reibkoeffizienten die auf das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils (12) in Betätigungsrichtung (x) erhöht.

7. Bremse nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes (20) so gewählt ist, dass sich bei abnehmender Aktuatorkraft die auf das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils (12) in Betätigungsrichtung (x) erhöht.

8. Bremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass der Keilwinkel α des ersten Abschnitts (18) der Keilfläche (14) bestimmt ist durch die Beziehung

$$\tan \alpha_1 = \frac{\mu_{\max} + Z \cdot \mu_{\min}}{1 + Z}$$

20

mit α_1 = Keilwinkel des ersten Abschnitts der Keilfläche
 μ_{\max} = maximaler Reibkoeffizient
 μ_{\min} = minimaler Reibkoeffizient
 Z = Sicherheitsfaktor

25

9. Bremse nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnitts (20) der Keilfläche (14) bestimmt ist durch die Beziehung

$$\tan \alpha_{2,x} = \mu_{\min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{\min}) \frac{\mu_x}{\mu_{\max}}$$

30

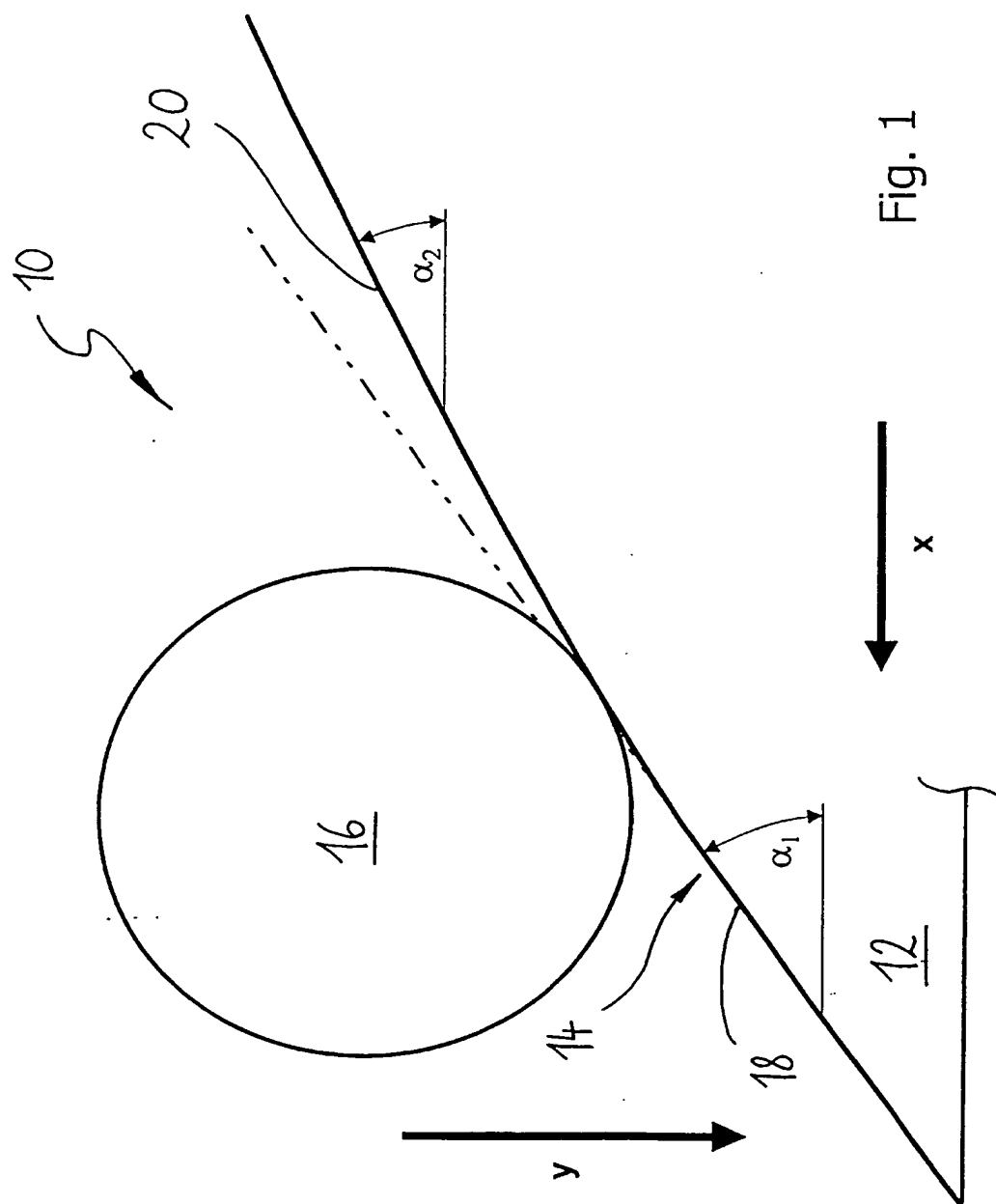
mit $\alpha_{2,x}$ = Keilwinkel des zweiten Abschnitts der Keilfläche als Funktion des Betätigungsweges x
 α_1 = Keilwinkel des ersten Abschnitts der Keilfläche
 μ_x = maximaler Reibkoeffizient als Funktion des Betätigungsweges x
 μ_{\max} = maximaler Reibkoeffizient
 μ_{\min} = minimaler Reibkoeffizient

35

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

1/4



WO 02/095255

PCT/EP02/05432

2/4

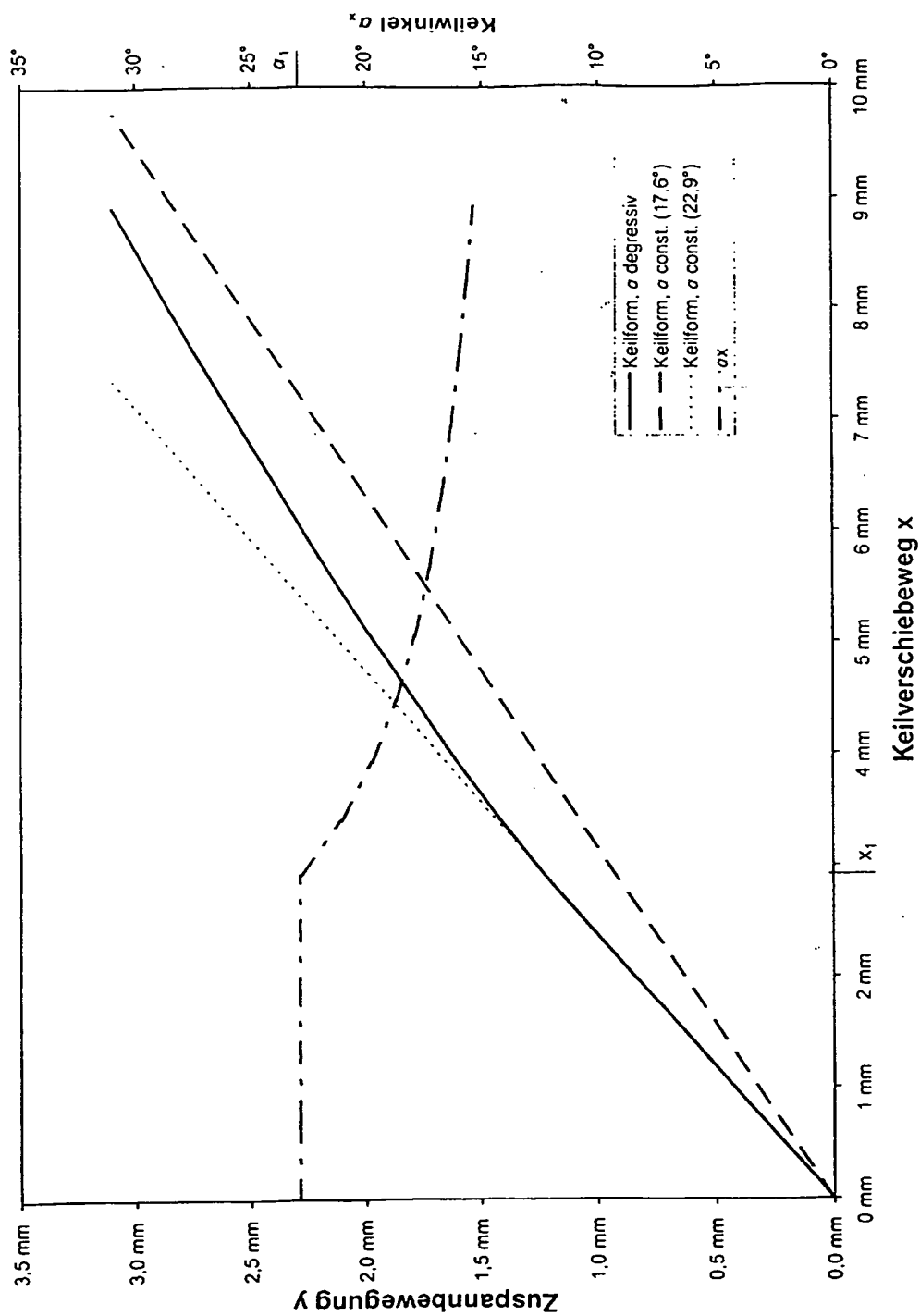


Fig. 2

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

3/4

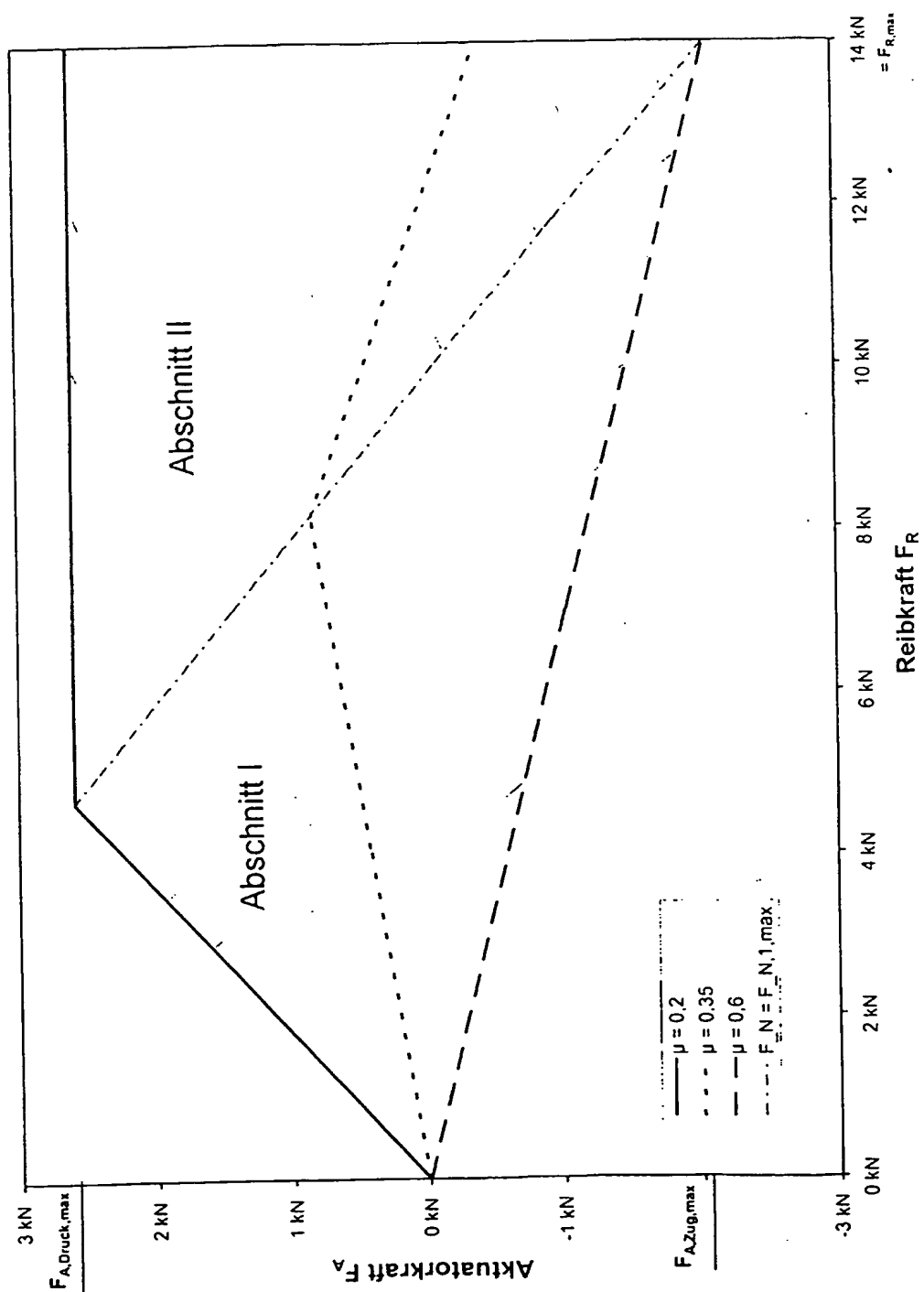


Fig. 3

WO 02/095255

PCT/EP02/05432

4 / 4

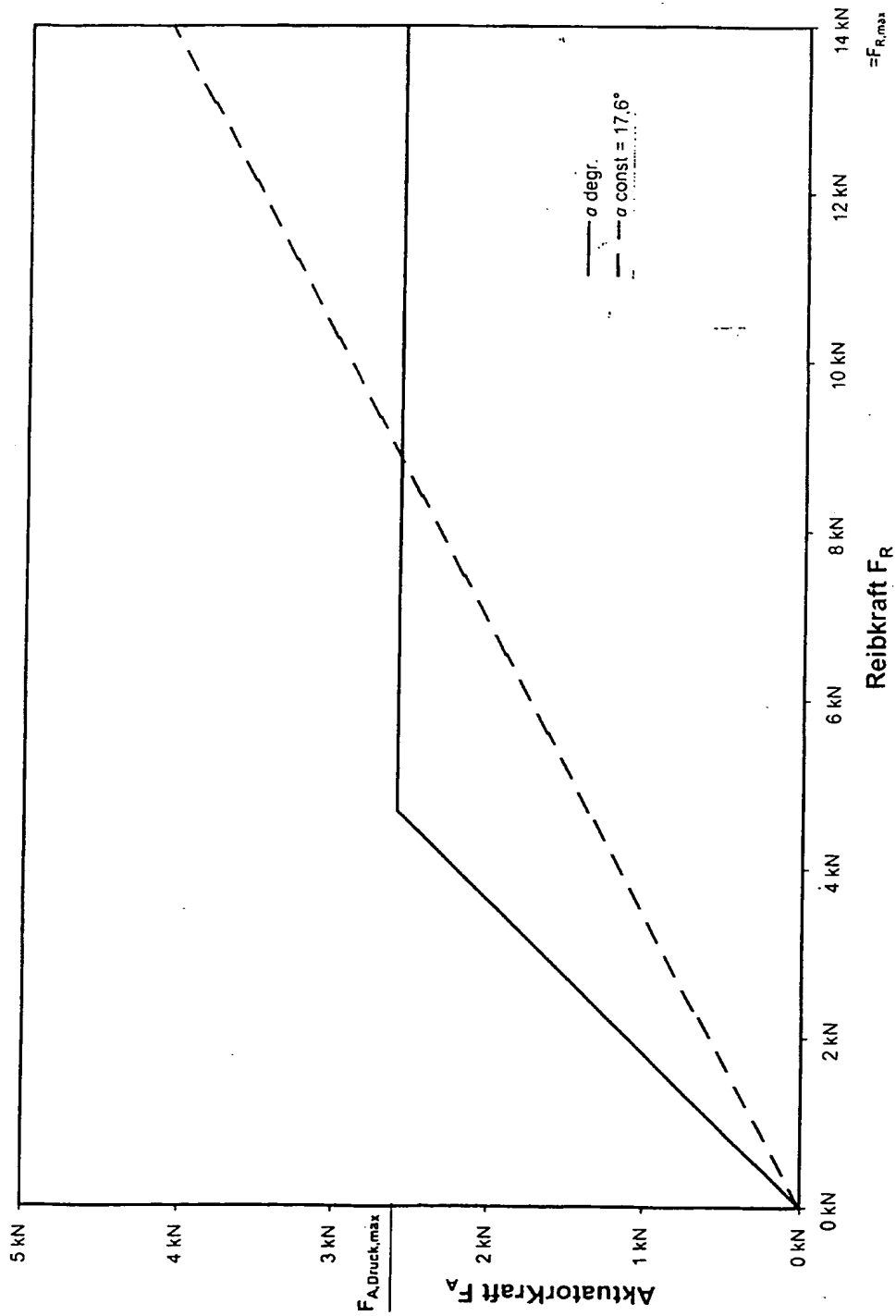


Fig. 4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/EP 02/05432

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 F16D55/14 F16D55/46 B60T13/74

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F16D B60T

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 198 19 564 A (DEUTSCH ZENTR LUFT & RAUMFAHRT) 2 December 1999 (1999-12-02) cited in the application column 2, line 12 - line 16 column 5, line 28 - line 47; figure 1 ---	1-7
Y	WO 98 14715 A (TOYOTA MOTOR CO LTD ; IMAI KAZUHIKO (JP); SHIRAI KENJI (JP); KURASA) 9 April 1998 (1998-04-09) page 156, paragraph 2 -page 157, paragraph 1; figures 60,61 -----	1-7

☐ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents :

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- *T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- *&* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

28 August 2002

Date of mailing of the international search report

13/09/2002

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

HERNANDEZ, R

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

Original Application No

PCT/EP 02/05432

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 19819564	A	02-12-1999	DE 19819564 A1	02-12-1999
			EP 0953785 A2	03-11-1999
			JP 11315865 A	16-11-1999
			US 6318513 B1	20-11-2001
WO 9814715	A	09-04-1998	JP 10281191 A	20-10-1998
			JP 10331876 A	15-12-1998
			BR 9711849 A	24-08-1999
			CN 1239538 A	22-12-1999
			EP 0929757 A1	21-07-1999
			WO 9814715 A1	09-04-1998
			US 6305506 B1	23-10-2001

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

nationales Aktenzeichen

PCT/EP 02/05432

A. KLASSTIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 F16D55/14 F16D55/46 B60T13/74

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F16D B60T

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	DE 198 19 564 A (DEUTSCH ZENTR LUFT & RAUMFAHRT) 2. Dezember 1999 (1999-12-02) in der Anmeldung erwähnt Spalte 2, Zeile 12 - Zeile 16 Spalte 5, Zeile 28 - Zeile 47; Abbildung 1 ---	1-7
Y	WO 98 14715 A (TOYOTA MOTOR CO LTD ; IMAI KAZUHIKO (JP); SHIRAI KENJI (JP); KURASA) 9. April 1998 (1998-04-09) Seite 156, Absatz 2 -Seite 157, Absatz 1; Abbildungen 60,61 -----	1-7



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

& Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

28. August 2002

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

13/09/2002

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

HERNANDEZ, R

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 02/05432

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 19819564 A	02-12-1999	DE 19819564 A1	02-12-1999
		EP 0953785 A2	03-11-1999
		JP 11315865 A	16-11-1999
		US 6318513 B1	20-11-2001
WO 9814715 A	09-04-1998	JP 10281191 A	20-10-1998
		JP 10331876 A	15-12-1998
		BR 9711849 A	24-08-1999
		CN 1239538 A	22-12-1999
		EP 0929757 A1	21-07-1999
		WO 9814715 A1	09-04-1998
		US 6305506 B1	23-10-2001